

Control of super charger

Publication number: CN1388856

Publication date: 2003-01-01

Inventor: TAKASHI SHIRAKAWA (JP)

Applicant: NISSAN MOTOR (JP)

Classification:

- International: F02B37/22; F02D23/00; F02D41/00; F02D41/18; F02D45/00; F02M47/02; F02M59/36; F02M63/02; F02B37/24; F02D41/24; F02M25/07; F02B37/12; F02D23/00; F02D41/00; F02D41/18; F02D45/00; F02M47/02; F02M59/20; F02M63/00; F02M25/07; (IPC1-7): F02D41/14; F02B37/22; F02D33/02

- European: F02M63/02C; F02B37/22; F02D41/00D4; F02M47/02D; F02M59/36D

Application number: CN20018002701 20010905

Priority number(s): JP20000306484 20001005

Also published as:

WO0229229 (A1)
JP2002115553 (A)
EP1322847 (A0)
EP1322847 (B1)
DE60122181T (T2)

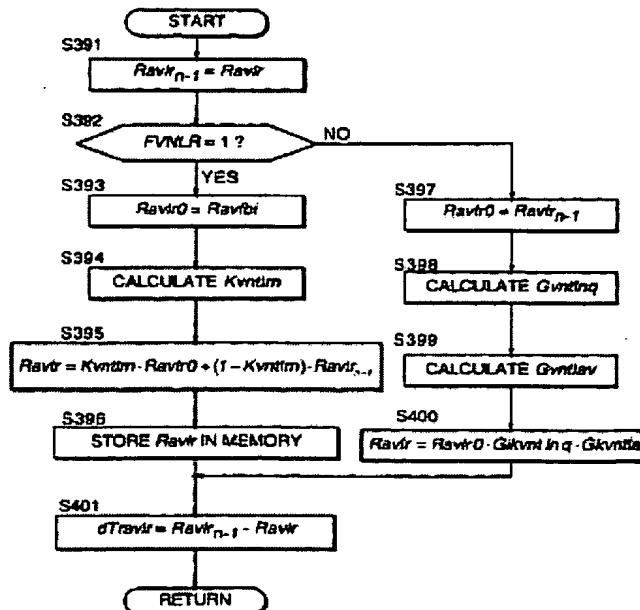
[more >>](#)

[Report a data error](#) [Report a document error](#)

Abstract not available for CN1388856

Abstract of corresponding document: **WO0229229**

The intake air amount of an engine (1) is controlled by a variable nozzle (53) of a turbocharger (50). A controller (41) calculates an open loop control value of a drive signal of the variable nozzle (53) based on a running state of the engine (1), and calculates a feedback correction amount comprising an integral correction value of the drive signal such that the intake air amount coincides with a target intake fresh air amount (S367). It also calculates a learning value based on the integral correction value when the intake air amount coincides with the target intake air amount (S395, S400), and modifies the feedback correction amount such that the sum of the learning value and feedback correction amount is constant (S366). In this way, the response of intake air amount control or supercharging pressure control is enhanced.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl⁷

F02D 41/14

F02D 33/02 F02B 37/22

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 01802701.6

[43] 公开日 2003 年 1 月 1 日

[11] 公开号 CN 1388856A

[22] 申请日 2001.9.5 [21] 申请号 01802701.6

[30] 优先权

[32] 2000.10.5 [33] JP [31] 306484/00

[86] 国际申请 PCT/JP01/07694 2001.9.5

[87] 国际公布 WO02/29229 英 2002.4.11

[85] 进入国家阶段日期 2002.5.9

[71] 申请人 日产自动车株式会社

地址 日本神奈川县

[72] 发明人 白河晓

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商

标事务所

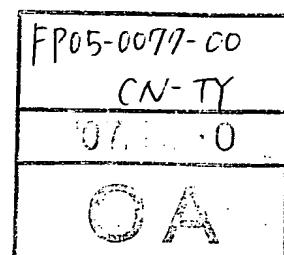
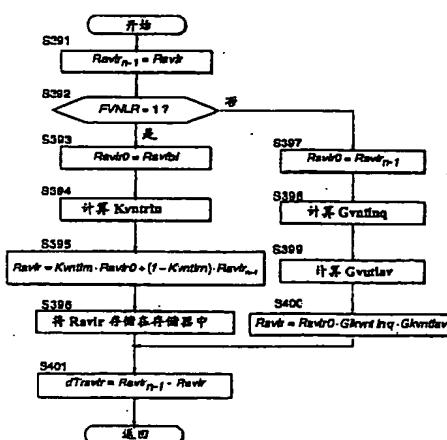
代理人 王以平

权利要求书 4 页 说明书 67 页 附图 72 页

[54] 发明名称 增压器的控制

[57] 摘要

本发明涉及增压器的控制,其中通过涡轮增压器(50)的可变喷嘴(53)控制发动机(1)的进气量。控制器(41)基于发动机(1)的运行状态计算可变喷嘴(53)的驱动信号的开环控制值并计算包括该驱动信号的积分校正值的反馈校正量以使进气量与目标吸入新鲜空气量一致(S367)。在进气量与目标进气量一致时它还基于积分校正值计算学习值(S395, S400)并修改反馈校正量以使学习值和反馈校正量之和恒定(S366)。这样,改善了进气量控制或增压压力控制的响应。



率值 Duty_p_ne 的映射的内容的附图。

附图 100A-100D 所示为描述相对于可变喷嘴的开度的变化汽缸吸入新鲜空气量的变化的时序图。

附图 101A 和 101B 所示为描述根据本发明的第三实施例计算开度学习值 Ravlr 的子程序的流程图。

附图 102 所示为描述在压力控制阀的能率值和可变喷嘴的开度之间的关系的滞后的附图。

具体实施方式

参考附图 1, 柴油发动机 1 包括进气通道 3 和排气通道 2. 柴油发动机 1 是一种如此构造的多缸柴油发动机: 由于执行低温预混合燃烧所以热释放模型是单级燃烧。这种柴油发动机公开在由日本专利局在 1999 年出版的 Tokkai Hei8-86251 中。通过收集器 3A 和进气歧管 3B 将进气通道 3 的进气输送到柴油发动机 1 的每个汽缸中。

涡轮增压器 50 的压缩器 55 和由节流阀执行装置 61 驱动的进气阀 60 都安装在收集器 3A 的上游的进气通道 3 中。

在从进气通道 3 到每个汽缸的进气口中设置旋涡控制阀。当在较低负载下柴油发动机 1 以较低的转速运行时, 旋涡控制阀关闭部分通道并在流进柴油发动机 1 的燃烧室中的空气流中产生旋涡。

燃烧室包括较大直径的环形燃烧室。这是这样的燃烧室: 在该燃烧室中相同直径的汽缸腔体形成在从缸盖表面到底部的活塞上。圆锥形部分形成在该腔体的底部上。结果, 减少了从腔体外部流进的旋涡的阻力, 促进了空气和燃油的混合。此外, 由于腔体的形状, 随着活塞的下降旋涡从腔体的中心扩散到外部。

柴油发动机 1 包括共轨型燃油喷射机构 10.

参考附图 2, 燃油喷射机构 10 包括油箱 11、燃油输送通道 12、供应泵 14、形成在共轨 16 的压力累积室 16A 和用于每个汽缸的喷嘴 17. 在通过高压燃油通道 15 将供应泵 14 输送的燃油存储在压力累积器 16A 中之后, 将它分配给每个喷嘴 17.

喷嘴 17 包括针形阀 18、喷嘴室 19、到喷嘴室 19 的燃油通道 20、止动器 21、液压活塞 22、复位弹簧 23、将高压燃油引向液压活塞 22 的燃油通道 24 和设置在燃油通道 24 中的三向电磁阀 25。校验阀 26 和孔板 27 也并行地设置在燃油通道 24 中。复位弹簧 23 通过止动器 21 在该附图下部的关闭的方向上推针形阀 18。液压活塞 22 与止动器 21 的上部边缘接触。

三向电磁阀 25 包括连接到压力累积室 16A 的端口 A、连接到燃油通道 24 的端口 B 和连接到排放口 28 的端口 C。当三向电磁阀 25 关闭时，端口 A 和端口 B 连接，端口 B 和端口 C 切断。结果，燃油通道 20 和 24 连接，高压燃油从压力累积室 16A 输送到液压活塞 22 和喷嘴室 19 的上部。由于液压活塞 22 的压力接收表面面积大于针形阀 18 的压力接收表面面积，在这种状态下，针形阀 18 位于阀座中，喷嘴 17 由此关闭。

在三向电磁阀 25 处于接通 (ON) 的状态下，端口 A 和端口 B 关闭，端口 B 和端口 C 连接。

因此，将液压活塞 22 朝下推的燃油通道 24 的燃油压力通过排放口 28 释放到油箱 11 中，由于在朝上的方向上作用在针形阀 18 上的喷嘴室 19 的燃油压力，所以针形阀 18 上升，喷嘴室 19 的燃油从在喷嘴 17 的端部的孔中喷出。如果三向电磁阀 25 返回到切断 (OFF) 状态，压力累积室 16A 的燃油压力再次朝下作用在液压活塞 22 上，针形阀 18 位于阀座中，燃油喷射终止。

这就是说，通过改变从三向电磁阀 25 的切断到接通的时序来调节燃油喷射的起始时序，通过接通状态的持续时间调节燃油喷射量。因此，如果压力累积室 16A 的压力相同，则三向电磁阀 25 的接通时间越长燃油喷射量增加。

此外，为调节压力累积室 16A 的压力，燃油喷射机构 10 包括使由输送泵 14 所排放的剩余的燃油返回到燃油输送通道 12 中的返回通道 13。返回通道 13 具有压力调节阀 31。该压力调节阀 31 打开和关闭返回通道 13，并通过改变到压力累积室 16A 的燃油喷射量来调节压力累

积室 16A 的压力。

压力累积室 16A 的燃油压力等于喷嘴 17 的燃油喷射压力，燃油喷射率越高，压力累积室 16A 的燃油压力越高。三向电磁阀 25 和压力调节阀 31 根据控制器 41 的输入信号工作。

在第 13 届 Internal Combustion Engine (内燃机) 研讨会的论文集 (Lecture Paper) 的第 73-77 页中公开燃油喷射机构 10 的上述结构。

现在，再次参考附图 1，在排气通道 2 中的废气驱动涡轮增压器 50 的废气涡轮 52 之后，通过催化转化器 62 将它排放到大气中。在柴油发动机 1 工作在贫油空气燃油比下时催化转化器 62 捕集氧化物 (NO_x)，而在柴油发动机 1 工作在富油空气燃油比下时它通过包含在废气中的碳化氢 (HC) 还原所捕集的 NO_x。

涡轮增压器 50 包括废气涡轮 52 和通过废气涡轮 52 的旋转对在进气通道 3 中的吸入新鲜空气进行增压的压缩器 55。压缩器 55 设置在进气通道 3 的中部，进气通道 3 将由压缩器 55 所压缩的空气输送到柴油发动机 1 中。在到废气涡轮 52 的入口中设置由压力传动装置 54 所驱动的可变喷嘴 53。

压力传动装置 54 包括根据信号压力驱动可变喷嘴 53 的薄膜传动装置 59 和根据从控制器 41 所输入的信号产生信号压力的压力控制阀 56。

当柴油发动机 1 的转速较低时控制器 41 控制可变喷嘴 53 以减小喷嘴开度。结果，引入到废气涡轮 52 中的废气的流速增加，以便达到预定的增压压力。在另一方面，当柴油发动机 1 的转速较高时，控制器 41 控制可变喷嘴 53 为完全打开，以便没有阻力地将废气引入到废气涡轮 52 中。

当在柴油发动机 1 中燃烧空气燃料混合物时，形成有害的 NO_x。NO_x 含量主要取决于燃烧温度，通过使燃烧温度较低可以抑制 NO_x 的产生量。这种柴油发动机 1 通过废气再循环 (EGR) 降低了在燃烧室 1A 中的氧气浓度，由此实现低温燃烧。为此，柴油发动机 1 包括

废气再循环 (EGR) 通道 4, 该废气再循环通道 4 连接废气涡轮 52 的上游的排气通道 2 和进气通道 3 的收集器 3A. 废气再循环通道 4 具有薄膜型废气再循环 (EGR) 阀 6, 该废气再循环阀 6 响应从负压控制阀 5 和冷却系统 7 中提供的控制负压。

负压控制阀 5 响应从控制器 41 输入的能率信号产生负压, 由此通过废气再循环阀 6 改变废气再循环率 (EGR 率)。

例如, 在柴油发动机 1 的低转速、低负载范围的情况下, 废气再循环率为最大 100%, 随着柴油发动机 1 的转速和负载增加, 废气再循环率降低。在较高的负载的情况下, 由于废气温度较高, 如果执行大量的废气再循环则进气温度升高。如果进气温度升高, 则 NO_x 将不在降低, 喷射燃油的点火延迟变得更短, 则不可能实现预混合燃烧。因此, 随着柴油发动机 1 的转速和负载的增加废气再循环率逐级降低。

冷却系统 7 将部分发动机冷却水输送到环绕废气再循环通道 4 的水套 8 中, 冷却在废气在循环通道 4 中的再循环废气。水套 8 的冷却水入口 7A 具有根据来自控制器 41 的信号调节冷却水再循环量的流量控制阀 9.

通过来自控制器 41 的信号分别控制压力调节阀 31、三向阀 25、负压控制阀 5、压力传动装置 54 和流量控制阀 9. 控制器 41 包括具有中央处理单元 (CPU) 的微处理器、随机存取存储器 (RAM)、只读存储器 (ROM) 和输入/输出接口 (I/O 接口)。应该注意的是控制器 41 可以包括许多微型计算机。

从压力传感器 32、加速器开度传感器 33、曲柄角传感器 34、汽缸识别传感器 35、水温传感器 36、进气温度传感器 37、大气压力传感器 38 和气流表 39 中将与检测值所对应的信号输入到控制器 41, 该压力传感器 32 检测压力累积室 16A 的燃油压力, 加速器开度传感器 33 检测机车加速度踏板的开度 Cl, 曲柄角传感器 34 检测柴油发动机 1 的转速 Ne 和曲柄角度, 汽缸识别传感器 35 识别柴油发动机 1 的汽缸, 水温传感器 36 检测柴油发动机 1 的冷却水温度 Tw, 进气温度传感器 37 检测柴油发动机 1 的进气温度 Ta, 大气压力传感器 38 检测大气压

力 Pa, 气流表 39 检测压缩器 55 的进气通道 3 的上游的新鲜空气进气流量. 大气压力传感器 38 和气流表 39 都安装在进气阀 60 的上游的进气通道 3 中.

基于柴油发动机 1 的转速 N_e 和加速器开度, 控制器 41 计算喷嘴 17 的目标燃油喷射量和压力累积室 16A 的目标压力. 通过打开和关闭压力调节阀 31 对压力累积室 16A 的燃油压力进行反馈控制, 以便使压力传感器 32 所检测的压力累积室 16A 的实际压力与目标压力一致.

控制器 41 还根据所计算的目标燃油喷射量控制三向阀 25 的接通时间, 并通过切换三向电磁阀 25 的接通时序控制响应柴油发动机 1 的运行状态的燃油喷射开始时间. 例如, 在高速废气再循环率下在柴油发动机 1 处于低转速和低负载时, 在活塞的上死点 (TDC) 附近延迟燃油喷射开始时间以使喷射的燃油的点火延迟较长. 由于这种延迟, 在点火时刻的燃烧室的温度降低, 通过增加预混合燃烧率来抑制由于高废气再循环率所引起的烟雾的产生. 在另一方面, 在柴油发动机 1 的转速和负载增加时喷射开始时间提前. 这是由于下列原因. 具体地说, 即使点火延迟周期恒定, 通过转换点火延迟周期所获得的点火延迟曲柄角与发动机速度的增加成比例地增加. 因此, 为了在预定的曲柄角上点燃所喷射的燃油, 在较高的旋转速度下喷射开始时间需要提前.

控制器 41 还通过可变喷嘴 53 控制涡轮增压器 50 的增压压力和通过废气再循环阀 6 控制废气再循环量来控制柴油发动机 1 的新鲜空气质量.

然而, 增压压力和废气再循环量彼此相互影响, 如果改变废气再循环量, 则需要改变可变喷嘴 53 的开度.

由于在发动机 1 处于过渡状态时增压压力控制精度和废气再循环量控制精度都下降, 则它很难控制这些彼此相互影响的参数.

因此, 控制器 41 根据机车的运行状态计算目标吸入新鲜空气量 tQ_{ac} , 并根据这种目标吸入新鲜空气量 tQ_{ac} 、在柴油发动机 1 的进气阀的位置上每汽缸的废气再循环量 Q_{ec} 或在柴油发动机 1 的进气阀位

置上的废气再循环率 Megrd 设定涡轮增压器 50 的可变喷嘴 53 的目标开度 R_{vnt} 。

在另一方面，控制器 41 指定开度控制的反馈区并通过在反馈区中的增压压力的比例/积分控制经过反馈控制将吸入新鲜空气量反馈控制到目标值。

这时，在反馈控制中的积分校正值已经收敛时基于积分校正值计算学习值，并执行基于学习值的增压压力的学习控制。

然而，在已有技术的学习方法中，由于在发动机进气系统的响应延迟的缘故，学习控制可能造成对反馈控制的干扰，并且新鲜空气量和增压压力都可能变得不稳定。

因此，当执行学习控制时，本发明在下述的控制循环中从积分校正值中抽取通过学习值所替换的部分以使总的校正值不改变。

接着，参考流程图描述通过控制器 41 所执行的上述的控制。附图 3、附图 4 和附图 7-13 都在 1998 年日本专利局所出版的 Tokkai 的 Hei10-288071 中公开。

首先描述用于计算增压压力和废气再循环量的控制的公共参数的程序。该公共参数是燃油喷射机构 10 的目标燃油喷射量 Q_{sol} 、废气再循环阀 6 的目标废气再循环率 $Megr$ 、时间常数倒数值 K_{kin} 、实际废气再循环率 $Megrd$ 、汽缸吸入新鲜空气量 Q_{ac} 、进气通道的吸入新鲜空气流量 Q_{as0} 和实际废气再循环量 Q_{ec} 和目标吸入新鲜空气量 tQ_{ac} 。

时间常数倒数值 K_{kin} 是表示由设置在废气再循环阀 6 和柴油发动机 1 的进气阀之间的收集器 3A 引起的废气再循环控制延迟的值。实际废气再循环率 $Megrd$ 显示经过柴油发动机 1 的进气阀的进气的废气再循环率。实际废气再循环率 $Megrd$ 随着相对于目标废气再循环率 $Megr$ 的第一阶延迟变化。独立于增压压力控制程序和废气再循环量控制程序执行这些参数的计算。

首先，参考附图 3，描述计算目标燃油喷射量 Q_{sol} 的程序。对于每个汽缸的燃烧循环的每个参考位置，与曲柄角传感器 34 所输出的 REF 信号同步地执行这个程序。在四冲程循环发动机的情况下，对于

一个四汽缸发动机每 180 度输出 REF 信号, 对于六汽缸发动机每 120 度输出 REF 信号。

首先, 在步骤 S1 中, 读取发动机速度 Ne , 在步骤 S2 中, 读取加速器开口 Cl 。

在步骤 S3 中, 基于发动机转速 Ne 和加速器开口 Cl 通过查询在附图 4 中所示的映射图计算基本燃油喷射量 $Mqdrv$. 这个映射图事先存储在控制器 41 的存储器中。

在步骤 S4 中, 通过将基于发动机冷却水温 Tw 等的增加校正量加入到基本燃油喷射量 $Mqdrv$ 中来计算目标燃油喷射量 $Qsol$.

然而, 应该注意的是上述的程序并不考虑在废气再循环气体中的残余空气量. 因此, 根据本发明, 通过燃油喷射机构 10 的实际燃油喷射量并不需要等于在上述的程序中所计算的目标燃油喷射量 $Qsol$, 但等于在下文中所描述的最终目标燃油喷射量 $Qfin$.

接着, 参考附图 10, 描述计算目标废气再循环率 $Megr$ 的程序。这个程序也与 REF 信号同步地执行。

在步骤 S51 中控制器 41 首先读取发动机转速 Ne 、目标燃油喷射量 $Qsol$ 和发动机冷却水温 Tw .

在步骤 S52 中, 参考在附图 12 中所示的映射图, 根据发动机转速 Ne 和目标燃油喷射量 $Qsol$ 计算基本目标废气再循环率 $Megr$. 事先将这个映射图存储在控制器 41 的存储器中. 在这个映射图中, 在发动机的运行频率更高的区段中将基本目标废气再循环率 $Megr$ 设置得越大。这个区段对应于发动机转速 Ne 和负载都较小的区域。在这种映射图中, 通过目标燃油喷射量 $Qsol$ 表示负载。当发动机输出较高时, 易于产生烟尘, 因此在这个区域中, 基本目标废气再循环率 $Megr$ 设定为较小的值。

在步骤 S53 中, 参考在附图 13 中所示的映射图, 根据冷却水温 Tw 计算基本目标废气再循环率 $Megr$ 的水温校正系数 $Kegr_Tw$. 事先也将这个映射图存储在控制器 41 的存储器中。

在步骤 S54 中, 通过基本目标废气再循环率 $Megr$ 和水温校正系

数 $Kegr_Tw$ 从下式 (1) 中计算目标废气再循环率 $Megr$.

$$Megr = Megr_b \cdot Kegr_Tw \quad (1)$$

在步骤 S55 中, 执行在附图 13 中所示的子程序, 该程序确定柴油发动机 1 是否处于完全燃烧状态.

现在描述这个子程序, 首先在步骤 S61 中读取发动机转速 Ne , 并在步骤 S62 中比较发动机转速 Ne 和与完全燃烧转速相对应的完全燃烧确定分层水平 NRPMK.

例如将分层水平 NRPMK 设定为 400rpm. 当发动机转速 Ne 超过分层水平 NRPMK 时, 该程序进行到步骤 S63 中.

在此, 将计数器 $Tmrkb$ 与预定的时间 TMRKBP 进行比较, 当计数器 $Tmrkb$ 大于预定的时间 TMRKBP 时, 在步骤 S64 中将完全燃烧标志设定为 ON, 该子程序终止.

在步骤 S62 中当发动机转速 Ne 低于分层水平 NRPMK 时, 该程序进行到步骤 S66 中. 在此, 将计数器 $Tmrkb$ 清零, 在下一步 S67 中将完全燃烧标志设定为 OFF, 该子程序终止.

在步骤 S63 中当计数器 $Tmrkb$ 低于预定的时间 TMRKBP 时, 在步骤 S65 中计数器 $Tmrkb$ 加 1, 该子程序终止.

在这个子程序中, 即使发动机转速 Ne 超过分层水平 NRPMK, 也不会立即将完全燃烧标志设定为 ON, 只是在这个状态持续了预定的时间 TMRKBP 之后完全燃烧标志才改变到 ON.

再次参考附图 10, 在执行附图 13 的子程序之后, 在步骤 S56 中控制器 41 确定完全燃烧标志. 当完全燃烧标志是 ON 时, 附图 10 的程序终止. 当完全燃烧标志是 OFF 时, 在步骤 S57 中使目标废气再循环率 $Megr$ 复位为 0, 附图 10 的程序终止.

接着参考附图 14 和 15, 现在描述计算时间常数倒数值 $Kkin$ 和实际废气再循环率 $Megr_d$ 的程序. 实际废气再循环率 $Megr_d$ 随相对于目标废气再循环率 $Megr$ 的一阶延迟变化. 由于时间常数倒数值 $Kkin$ 的计算和实际废气再循环率 $Megr_d$ 的计算相互关联, 因此一起描述它们.

附图 15 所示为计算时间常数倒数值 $Kkin$ 的程序. 与 REF 信号同步地执行这个程序.

在步骤 S101 中控制器 41 读取发动机转速 Ne 、目标燃油喷射量 $Qsol$ 和实际废气再循环率的直接在先值 $Megr_{n-1}$ (%) . 直接在先值 $Megr_{n-1}$ 是在执行该程序时直接在先时刻中所计算的 $Megr$ 的值.

在步骤 S102 中, 通过查询先前存储在控制器 41 的存储器中的附图 16 所示的映射图根据发动机转速 Ne 和目标燃油喷射量 $Qsol$ 计算容积效率等效基本值 $Kinb$.

在步骤 S103 中, 从下式 (2) 中计算容积效率值 Kin . 当执行废气再循环时, 在进气中的新鲜空气的比例下降, 容积效率降低. 通过容积效率等效基本值 $Kinb$ 计算容积效率等效值 Kin 反映这种降低.

$$Kin = Kinb \cdot \frac{1}{1 + \frac{Megr_{n-1}}{100}} \quad (2)$$

在步骤 S104 中, 通过将容积效率值 Kin 乘以常数 $KVOL$ 计算与收集器 3A 的容量相对应的时间常数倒数值 $Kkin$.

通过下式 (3) 表示常数 $KVOL$:

$$KVOL = (VE/NC) / VM \quad (3)$$

这里, VE =柴油发动机 1 的位移,

NC =柴油发动机 1 的汽缸数量, 以及

VM =从收集器 3A 到进气阀的通道的容积.

附图 14 所示为计算实际废气再循环率 $Megr$ 的程序. 以 10 毫秒的间隔执行这个程序.

在步骤 S91 中控制器 41 首先读取目标废气再循环率 $Megr$.

在下面的步骤 S92 中, 读取时间常数倒数值 $Kkin$. 附图 15 的程序计算时间常数倒数值 $Kkin$, 与 REF 信号同步地执行这个程序, 并且以 10 毫秒的间隔执行计算实际废气再循环率 $Megr$ 的这个程序.

因此, 在此所读取的时间常数倒数值 $Kkin$ 是由在执行附图 14 的程序直接之前由附图 15 的程序所计算的时间常数倒数值 $Kkin$. 同样, 通过附图 15 的程序所读取的实际废气再循环率的直接在先值 $Megr_{n-1}$

是由在执行附图 15 的程序之前由附图 14 的程序所计算的实际废气再循环率。

在步骤 S93 中, 应用目标废气再循环率 $Megr$ 、直接在先值 $Megr_{n-1}$ 和时间常数倒数值 $Kkin$ 从下式(4)中计算实际废气再循环率 $Megr_{rd}$.

$$Megr_{rd} = Megr \cdot Kkin \cdot Ne \cdot KE2\# + Megr_{n-1} (1 - Kkin \cdot Ne \cdot KE2\#) \quad (4)$$

这里, $KE2\#$ =常数

这个等式中, $Ne \cdot KE2\#$ 是将每汽缸的每个进气冲程的废气再循环率转换为每单元时间的废气再循环率的值。

接着, 参考附图 7, 描述计算汽缸吸入新鲜空气量 Qac 的程序。与 REF 信号同步地执行这个程序。汽缸吸入新鲜空气量 Qac 表示在柴油发动机 1 的一个汽缸的进气阀位置中的吸入新鲜空气量。根据由气流表 39 所检测的进气通道 3 的新鲜空气流量 $Qas0$ 计算汽缸吸入新鲜空气量 Qac , 但是由于气流表 39 位于压缩器 55 的上游, 所以考虑已经通过气流表 39 的空气经过收集器 3A 进入到汽缸的时间来计算汽缸吸入新鲜空气量 Qac .

首先, 在步骤 S31 中, 控制器 41 读取发动机转速 Ne 和进气通道 3 的新鲜空气流量 $Qas0$.

在步骤 S32 中, 通过下式(5)将吸入新鲜空气流量 $Qas0$ 转换为每汽缸的吸入新鲜空气量 $Qac0$.

$$Qac0 = \frac{Qas0}{Ne} \cdot KCON\# \quad (5)$$

这里, $KCON\#$ =常数。

常数 $KCON\#$ 是将进气通道 3 的吸入新鲜空气流量 $Qas0$ 转换为每汽缸的吸入新鲜空气量 $Qac0$ 的常数。在四缸发动机中, 在每次循环中两个汽缸执行进气, 因此常数 $KCON\#$ 为 30. 在六汽缸发动机中, 在每次循环中有三个汽缸进气, 因此该常数 $KCON\#$ 为 20.

已经通过气流表 39 的空气实际进入汽缸需要相当长的时间。为了校正这个时间差, 控制器 41 执行步骤 S33、S34 的处理。

在步骤 S33 中, 考虑从气流表 39 到收集器 3A 的入口所需的时间,

将该程序执行 L 次以前的废气再循环流速反馈校正系数 $Qac0$ 的值 $Qac0_{n-L}$ 设定为在收集器 3A 的入口处每汽缸的吸入新鲜空气量 $Qacn$. 通过实验确定 L 的值.

在步骤 S34 中, 考虑从收集器 3A 到柴油发动机 1 的每个汽缸的进气阀的时间差, 通过一阶延迟式(6)计算汽缸吸入新鲜空气量 Qac .

$$Qac = Qac_{n-1} (1 - Kkin) + Qacn \cdot Kkin \quad (6)$$

这里, $Kkin$ =时间常数倒数值, 以及

Qac_{n-1} =在执行该程序的直接在先时刻所计算的 Qac .

从气流表 39 中输入到控制器 41 中的信号是模拟电压信号 Us , 通过执行在附图 8 中所示的程序控制器 41 将模拟电压信号 Us 转换为进气通道 3 的吸入新鲜空气流量 $Qas0$. 以 4 毫秒的间隔执行这个程序.

在步骤 S41 中, 控制器 41 读取模拟电压信号 Us , 在步骤 S42 中, 通过查询在附图 9 中的映射图将这个值转换为流量 $Qas0_d$. 事先将这个映射图存储在控制器 41 的存储器中.

此外, 在步骤 S43 中, 对流量 $Qas0_d$ 执行加权平均处理, 将所获得的值作为进气通道 3 的吸入新鲜空气流量 $Qas0$.

接着, 参考附图 21, 描述计算实际废气再循环量 Qec 的程序. 实际废气再循环量 Qec 对应于在进气阀位置上的每个汽缸的废气再循环量. 以 10 毫秒的间隔执行这个程序.

首先在步骤 S121 中, 控制器 41 读取在收集器 3A 的入口处的每汽缸的吸入新鲜空气量 $Qacn$ 、目标废气再循环率 $Megr$ 和与收集器容量对应的时间常数倒数值 $Kkin$. 对于在收集器 3A 的入口的每汽缸的吸入新鲜空气量 $Qacn$, 应用附图 7 的程序所计算的值, 而对于时间常数倒数值 $Kkin$, 应用由附图 15 的程序所计算的值.

在接下来的步骤 S122 中, 通过下式(7)计算在收集器 3A 的入口处的每汽缸废气再循环量 $Qec0$.

$$Qec0 = Qacn \cdot Megr \quad (7)$$

在接下来的步骤 S123 中, 通过下式(8)计算实际废气再循环量 Qec , 并终止该程序的执行.

$$Qec = Qec_0 \cdot Kkin \cdot Ne \cdot KE\# + Qec_{n-1} \cdot (1 - Kkin \cdot Ne \cdot KE\#)$$

(8)

在此, Qec_{n-1} =在该程序执行的直接在先时刻所计算的 Qec .

在进气阀位置上的每汽缸废气再循环量 Qec 等于柴油发动机 1 的每汽缸实际废气再循环量。在下文的描述中, 为简洁起见在进气阀位置上的每汽缸废气再循环量 Qec 称为实际废气再循环量。

附图 17 所示为计算目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 的程序。以 10 毫秒的时间间隔执行这个程序。

首先在步骤 S111 中, 控制单元 41 读取发动机转速 Ne 、目标燃油喷射量 $Qsol$ 和实际废气再循环率 $Megrdr$ 。在步骤 S112 中, 实际废气再循环率 $Megrdr$ 与预定值 $MEGRLV\#$ 进行比较。预定值 $MEGRLV\#$ 是确定废气再循环是否实际执行的值, 例如设定为 0.5%。

在步骤 S112, 当 $Megrdr > MEGRLV\#$, 该程序继续到步骤 S113。另一方面, 如果 $Megrdr \leq MEGRLV\#$, 该程序继续到步骤 S116。为了将非常小的废气再循环的情况与没有执行废气再循环的情况相同地进行处理, 不将预定值 $MEGRLV\#$ 设置为 0。

在步骤 S113 中, 通过查询在附图 18 中所示的映射图由发动机转速 Ne 和实际废气再循环率 $Megrdr$ 计算目标吸入新鲜空气量基本值 $tQacb$ 。当发动机转速 Ne 为恒定时, 实际废气再循环率 $Megrdr$ 越大, 从这个映射图中得到越大的目标吸入新鲜空气量基本值 $tQacb$ 。这个映射图事先存储在控制单元 41 的存储器中。

接着, 在步骤 S114 中, 通过查询在附图 19 中所示的映射图由发动机转速 Ne 和目标燃油喷射量 $Qsol$ 计算目标吸入新鲜空气量的校正系数 $ktQac$ 。该校正系数 $ktQac$ 是根据机车的运行状态设定目标吸入新鲜空气量的系数。

在步骤 S115 中, 通过目标吸入新鲜空气量基本值 $tQacb$ 乘以校正系数 $ktQac$ 来计算目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 。

在另一方面, 在步骤 S116 中, 通过查询在附图 20 中所示的映射图由发动机转速 Ne 和目标燃油喷射量 $Qsol$ 计算在不执行废气再循环

时的目标吸入新鲜空气量 $tQac$.

在这样计算目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 之后, 终止该程序.

基于公共参数即目标燃油喷射量 $Qsol$ 、时间常数倒数值 $Kkin$ 、目标废气再循环率 $Megr$ 、实际废气再循环率 $Megr$ 、汽缸吸入新鲜空气量 Qac 、实际废气再循环量 Qec 和目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 通过控制器执行对废气再循环阀 6 的废气再循环量的控制以及涡轮增压器 50 的增压压力的控制.

通过将废气再循环阀 6 的开口面积控制到目标开口面积 Aev 来执行对废气再循环量的控制.

接着, 参考附图 37 描述计算废气再循环阀 6 的目标开口面积 aev 以便进行这种控制的程序. 这个程序与 REF 信号同步地执行.

首先, 在步骤 231 中控制器 41 读取在废气再循环阀 6 的位置上的每汽缸目标废气再循环量 $Tqec$ 、废气再循环量反馈校正系数 $Kqac00$ 和废气再循环阀流速 Cqe .

通过单独的程序计算这些值.

通过在附图 6 中所示的程序计算在废气再循环阀 6 的位置上的每汽缸目标废气再循环量 $Tqec$. 通过在附图 22 中所示的单独的程序和在附图 26 中所示的程序计算废气再循环量反馈校正系数 $Kqac00$. 通过在附图 35 中所示程序计算废气再循环阀流速 Cqe .

首先描述这些程序.

参考附图 6, 在步骤 S21 中, 控制器 41 读取在收集器 3A 的入口中的吸入新鲜空气量 $Qacn$. 在收集器 3A 的入口中的每汽缸吸入新鲜空气量 $Qacn$ 是在附图 7 的步骤 S33 中所计算的值.

接着, 在步骤 S22 中, 读取目标废气再循环率 $Megr$. 目标废气再循环率 $Megr$ 是通过附图 10 的程序所计算的值.

接着, 在步骤 S23 中, 通过下式 (9) 计算所需的废气再循环量 $Mqec$.

$$Mqec = Qacn \cdot Megr \quad (9)$$

在接下来步骤 S24 中, 应用通过附图 15 的程序所计算的时间常数

倒数值 $Kkin$ 通过下式 (10) 对所需的废气再循环量 $Mqec$ 执行延迟处理, 将它转换为与在柴油发动机 1 的进气阀位置中每汽缸所需的废气再循环量相对应的中间值。

$$Rqec = Mqec \cdot Kkin + Rqec_{n-1} \cdot (1 - Kkin) \quad (10)$$

这里, $Rqec_{n-1}$ =在执行该程序时直接在先时刻所计算的 $Rqec$ 。

在接下来的步骤 S25 中, 通过应用中间值 $Rqec$ 和所需的废气再循环量 $Mqec$ 通过下式 (11) 执行预处理来计算在废气再循环阀 6 的位置中的每汽缸目标废气再循环量 $Tqec$ 。

$$Tqec = GKQEC \cdot Mqec - (GKQEC - 1) \cdot Rqec_{n-1} \quad (11)$$

附图 22 所示为计算废气再循环量反馈校正系数 $Kqac00$ 、废气再循环流速反馈校正系数 $Kqac0$ 和废气再循环流速学习校正系数 $Kqac$ 的程序的流程图。

这个程序与 **REF** 信号同步地执行。

通过这个程序计算在附图 37 的步骤 231 中所读取的废气再循环量反馈校正系数 $Kqac00$ 。

首先, 在步骤 S131 中, 控制器 41 首先读取目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 、汽缸吸入新鲜空气量 Qac 、发动机转速 Ne 和目标燃油喷射量 $Qsol$ 。

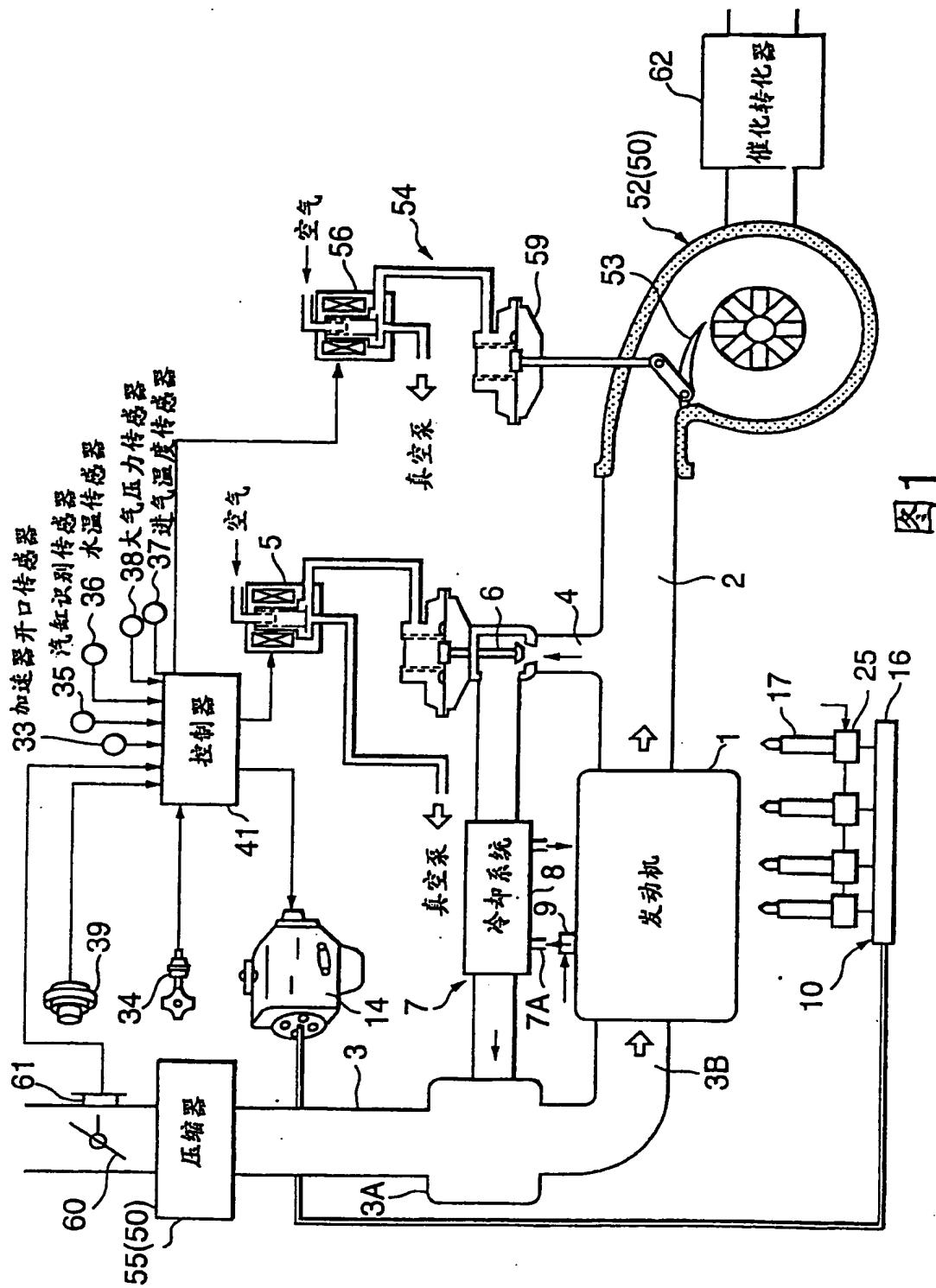
在步骤 S132 中, 应用下式 (12) 通过附图 15 的程序所计算的时间常数倒数值 $Kkin$ 和目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 来计算目标吸入新鲜空气量 $tQac$ 的延迟处理值 $tQacd$ 。

$$tQacd = tQac \cdot Kkin \cdot KQA\# + tQacd_{n-1} \cdot (1 - Kkin \cdot KQA\#) \quad (12)$$

这里, $KQA\#$ =常数, 以及

$tQacd_{n-1}$ =在执行该程序时直接在先时刻所计算的 $tQacd$ 。

在下面的步骤 S133 中, 读取与废气再循环阀开口的控制相关的反馈控制允许标志 $fefb$ 、学习允许标志 $felrn$ 和学习值反映允许标志



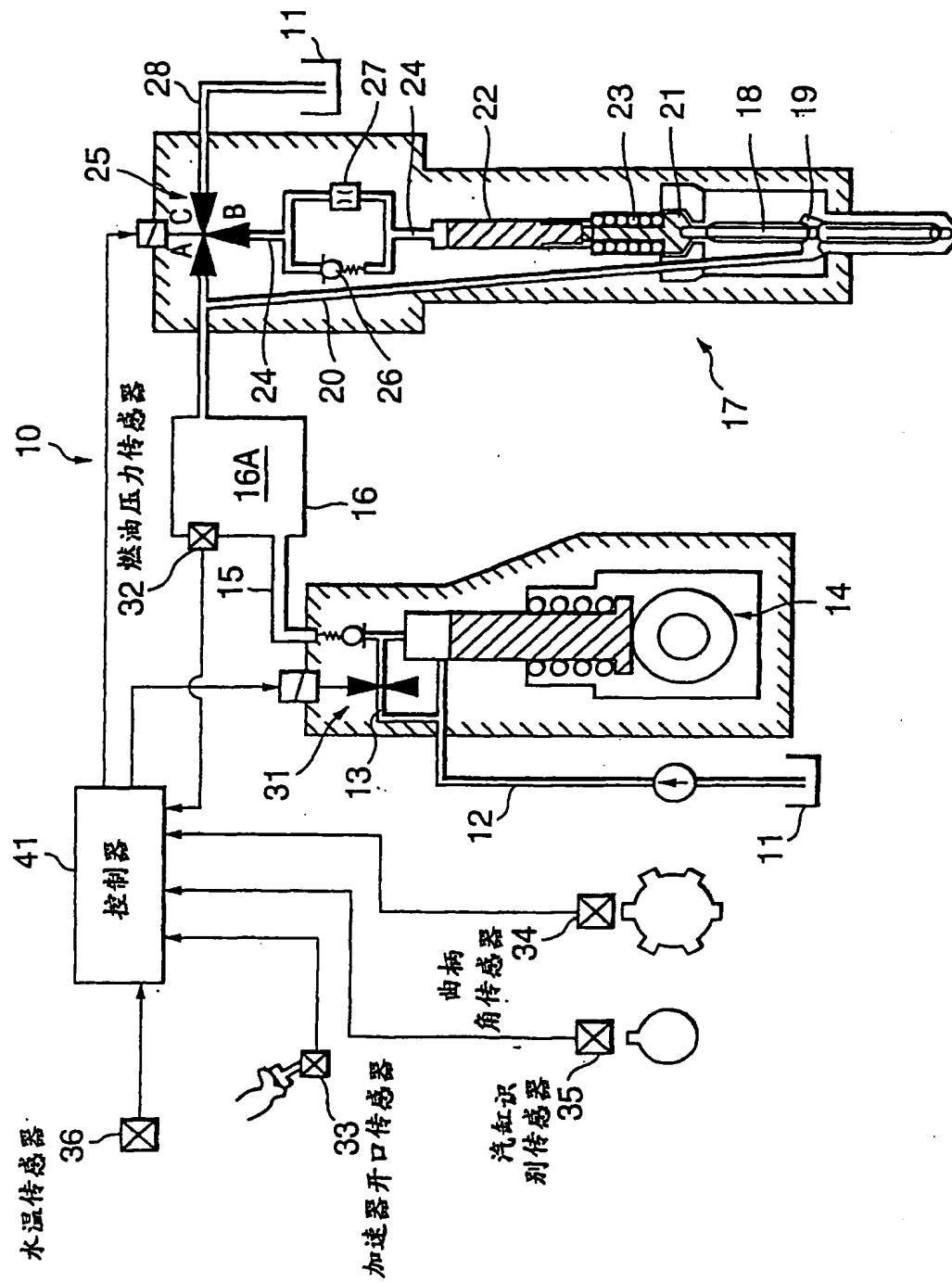


图 2

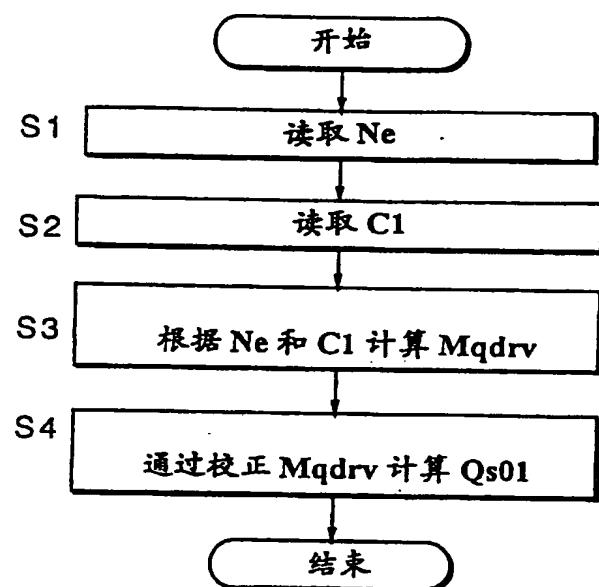


图3
(现有技术)

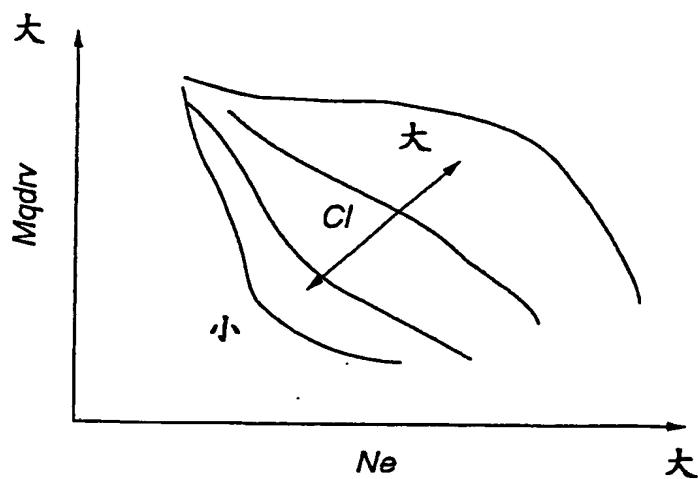


图4
(现有技术)

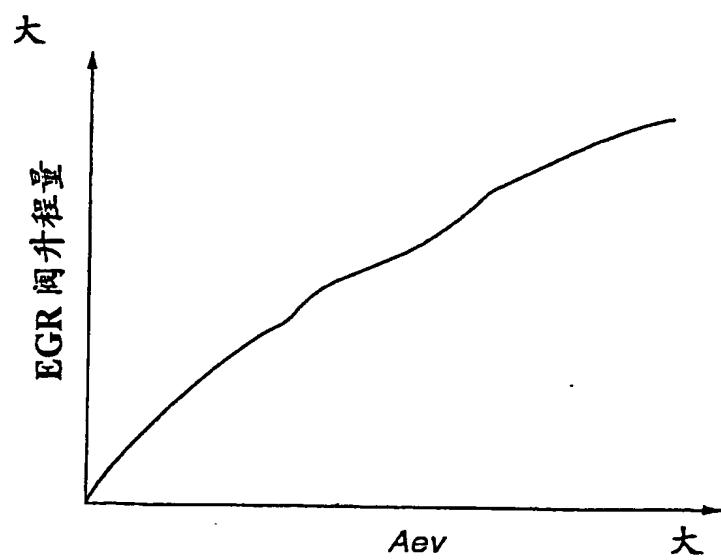


图5

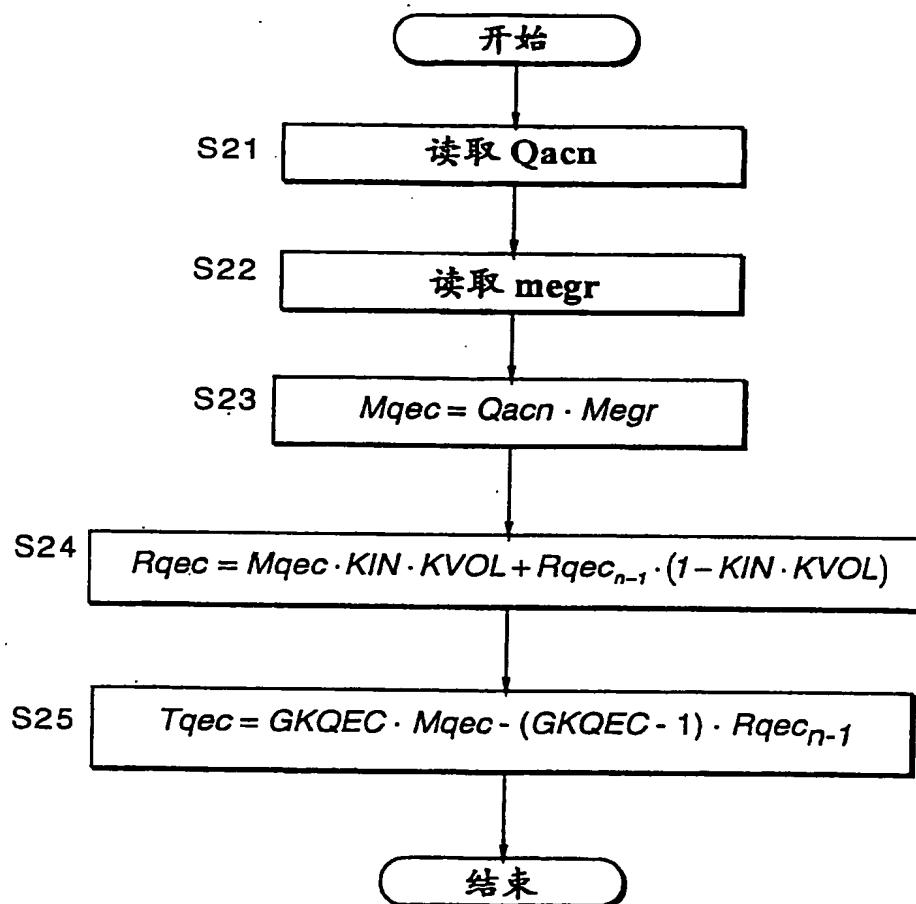


图 6

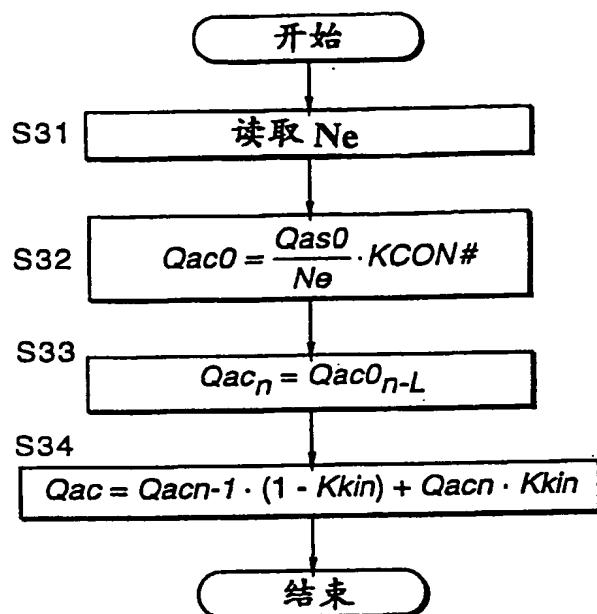


图7
(现有技术)

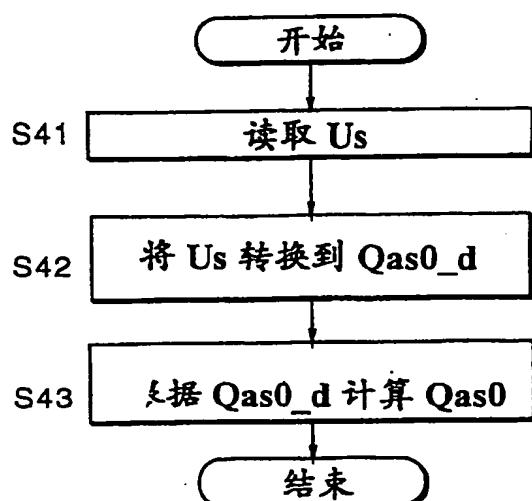


图8
(现有技术)

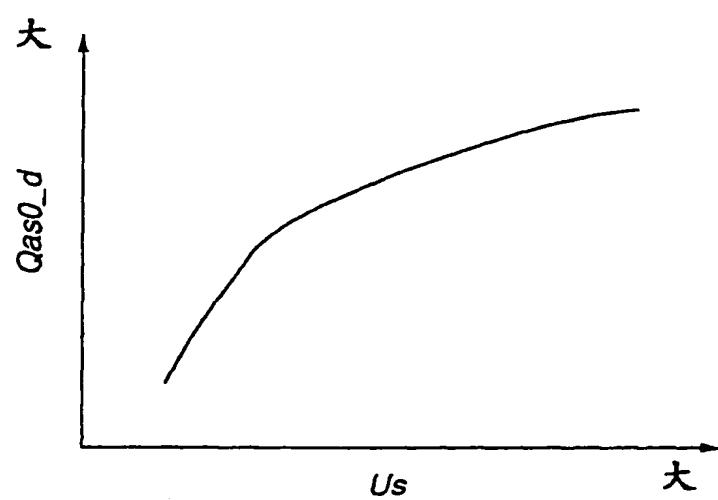


图9
(现有技术)

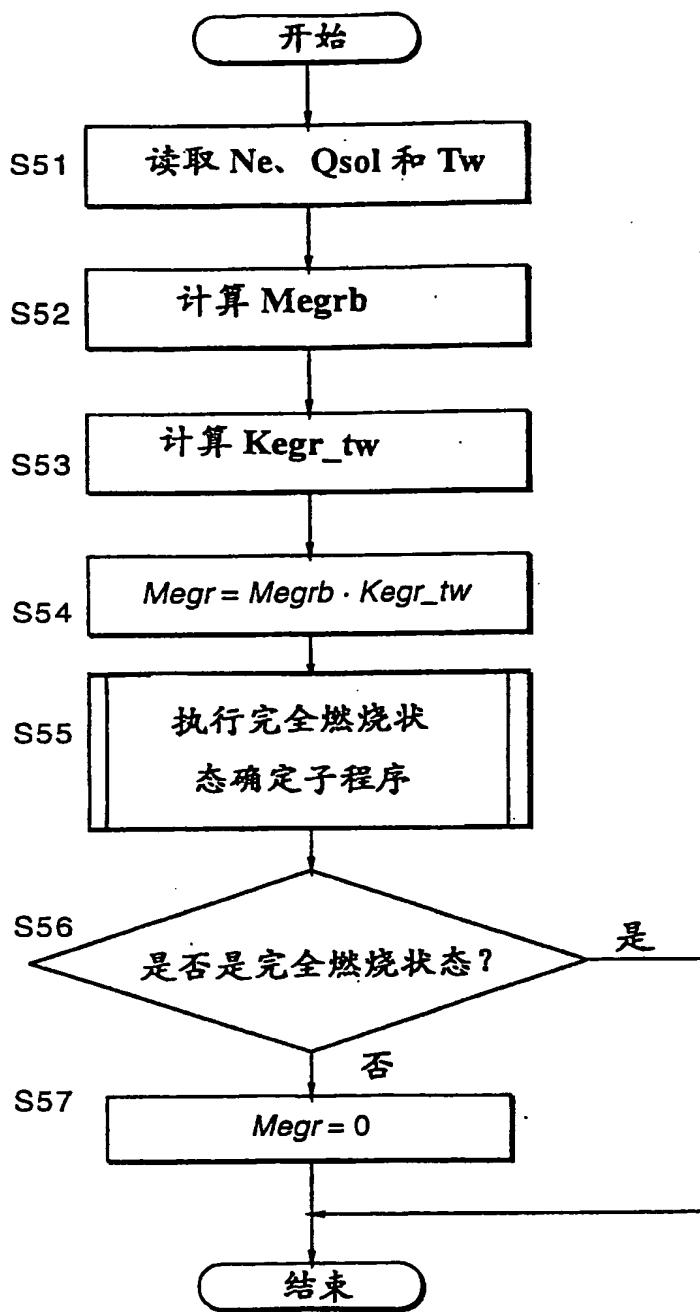


图10
现有技术

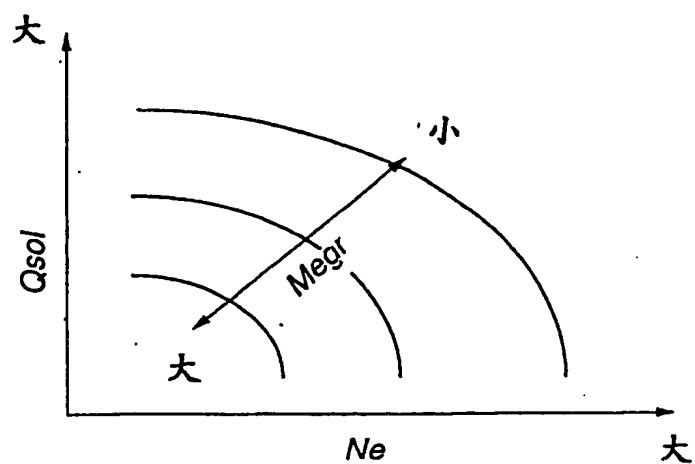


图11
(现有技术)

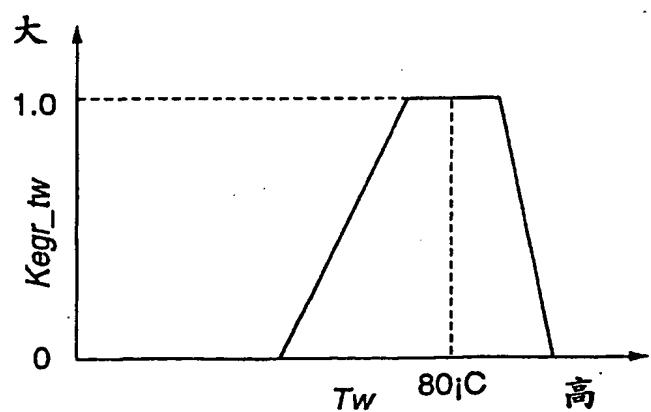


图12
(现有技术)

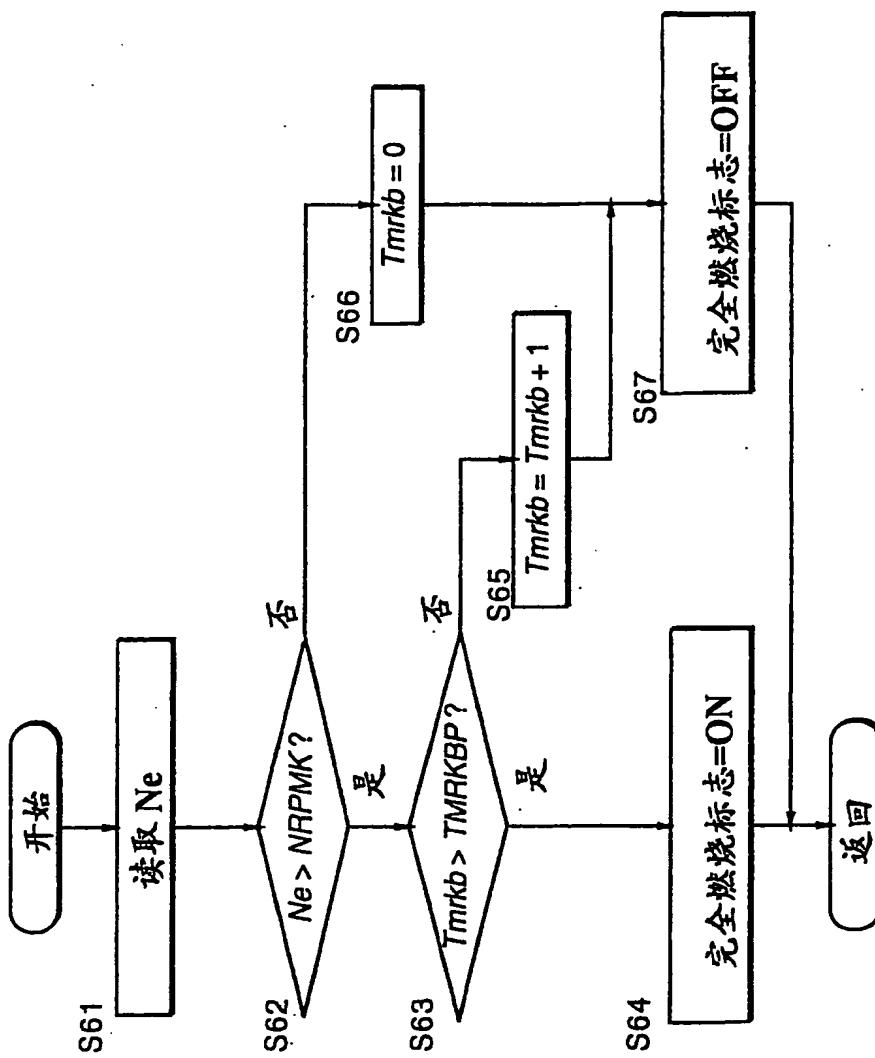


图13
(现有技术)

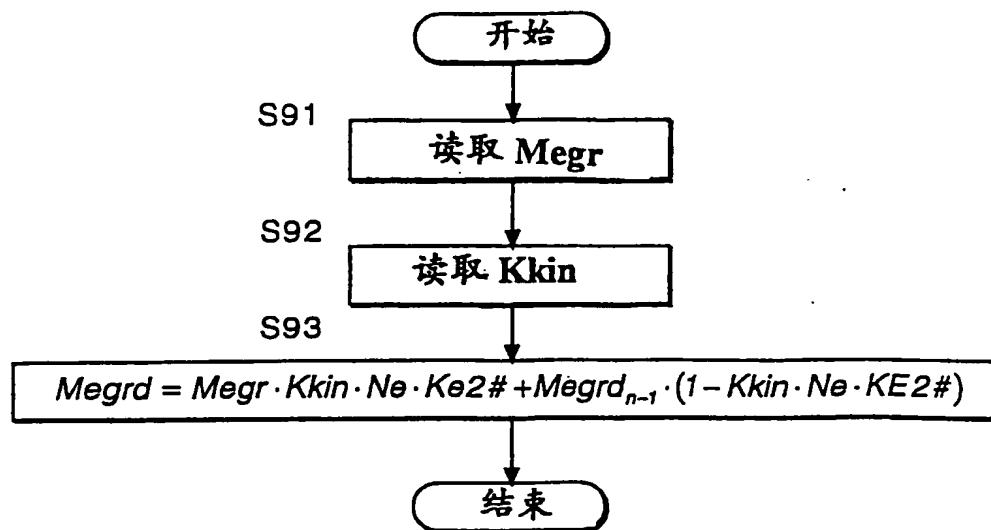


图14

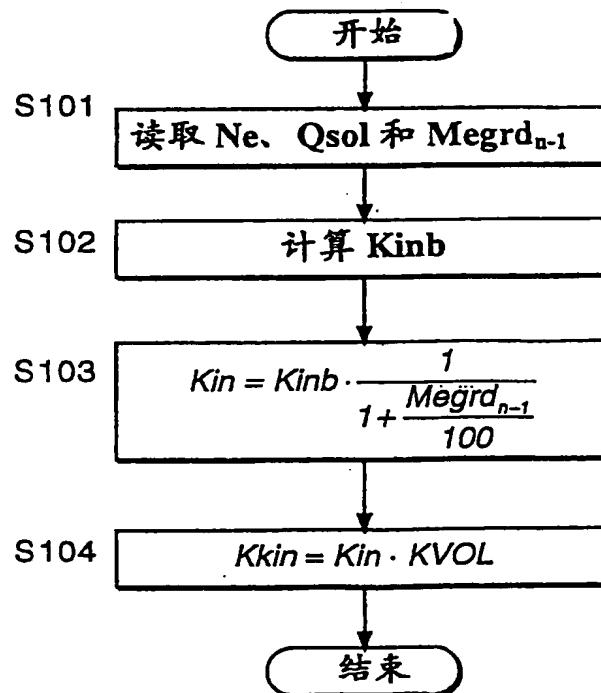


图15

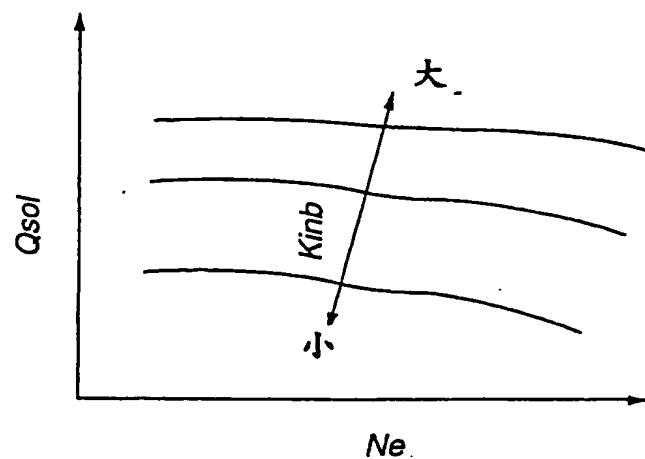


图 16

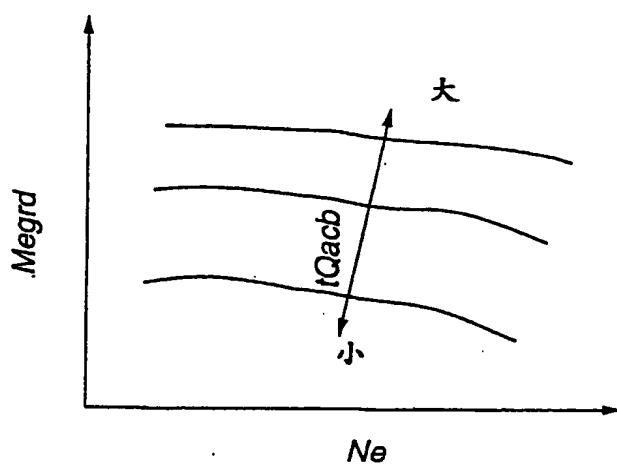


图 18

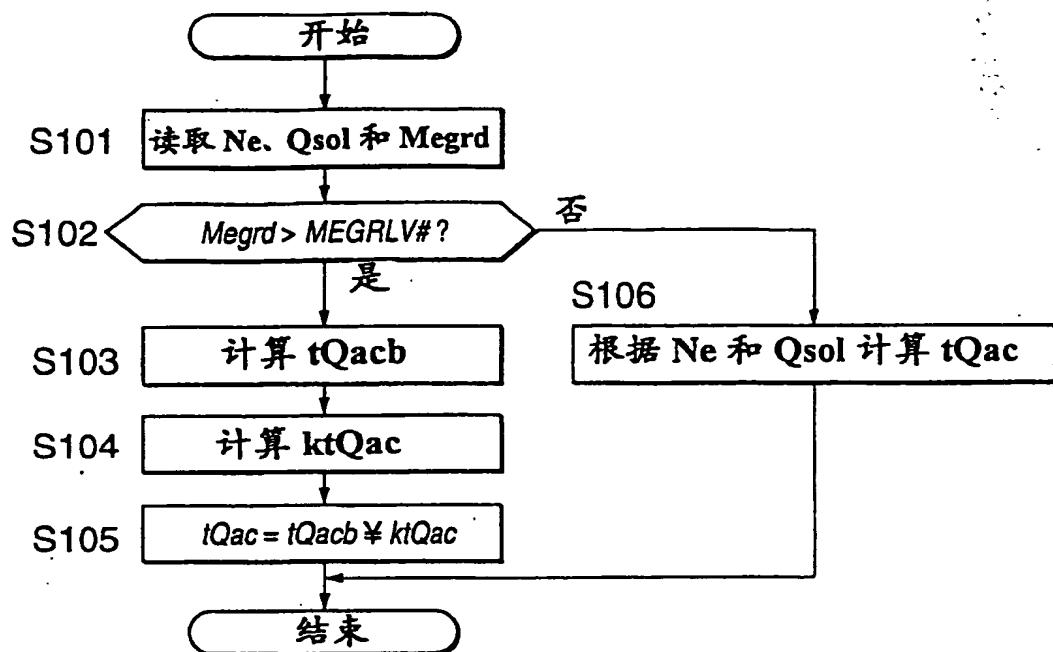


图17

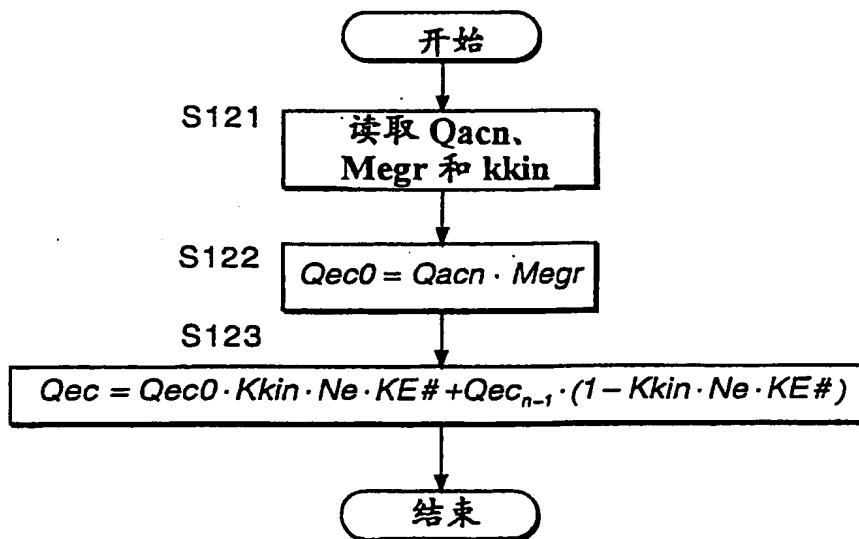


图21